



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: 195 14 749.9
22 Anmeldetag: 21. 4. 95
43 Offenlegungstag: 24. 10. 96

71 Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

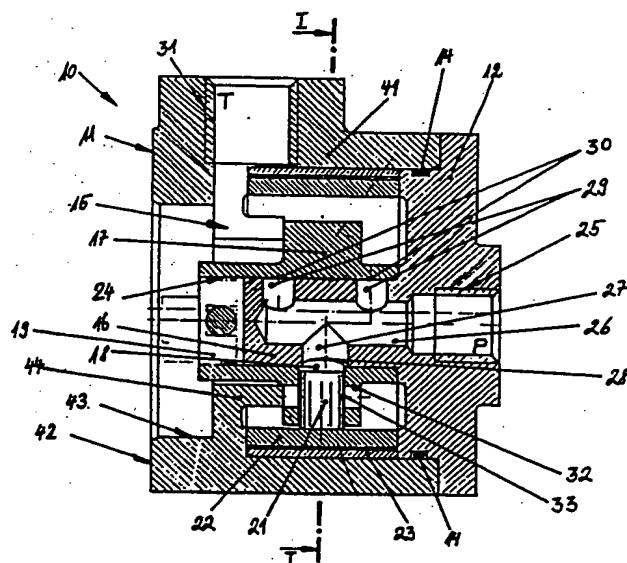
72 Erfinder:
Steprath, Werner, Dipl.-Ing. (FH), 71542 Dormagen, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE 40 37 455 C1
DE 42 38 378 A1
DE 39 35 117 A1
DE 38 40 428 A1
DE 33 28 293 A1
DE 30 48 789 A1
DE 27 25 790 A1
DE-OS 23 41 485
DE 94 11 024 U1
DE 91 04 126 U1

54 Hydrostatische Radialkolbenpumpe

57 Es wird eine hydrostatische Radialkolbenpumpe (10) kleiner Bauform vorgeschlagen, deren Gehäuse (11) einen Innenraum (15) umschließt in den exzentrisch ein gehäusefester Steuerzapfen (16) ragt. Auf diesem Steuerzapfen (16) ist ein Rotor (17) mit radialen Bohrungen, die Zylinder (18) bilden, in denen Arbeitskolben (21) gleiten, drehbar gelagert und wirkt mit einer Antriebswelle zusammen. Ferner sind die saugseitigen Kanäle und Steuerquerschnitte (33) aus dem Steuerzapfen (16) in den Gehäusegrundkörper (41) verlegt. Gesteuert werden diese saugseitigen Steuerquerschnitte (33) durch die in den Zylindern (18) angeordneten Arbeitskolben (21). Durch den alleinigen Verbleib von druckseitigem Kanal (26) und Steuerschlitz (28) im Steuerzapfen (16) läßt sich dieser stabiler ausführen und bietet auf seinem Umfang zusätzlich Platz zur Ausbildung von Ausgleichsbohrungen (29) über welche das Druckmedium für Kräftegleichgewicht am Rotor (17) sorgen kann. Dadurch werden Rotorlagerung und Spaltverluste der Pumpe (10) verbessert.



Beschreibung

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer hydrostatischen Radialkolbenpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Es ist eine derartige Radialkolbenpumpe bekannt aus der DE-GM 91 04 126.

Dort erfolgt die Zu- und Abfuhr des Druckmittels in oder aus den Zylindern über mehrere achsparallel im Steuerzapfen angeordnete Längskanäle, die einerseits in Höhe des Rotors Steuerschlitze ausbilden und andererseits mit den Saug- und Druckanschlüssen im Pumpengehäuse in Verbindung stehen. Eine solche Anordnung ist in der Herstellung sehr aufwendig und in der Funktion nachteilig, da die Kanäle und die Steuerschlitze für die Saug- und Druckseite den Querschnitt des Steuerzapfens deutlich schwächen und damit die Hochdrucktauglichkeit der Pumpe einschränken. Hinzu kommt, daß die Forderung nach, geringem Bauvolumen bei kleinen Pumpen den Durchmesser des Steuerzapfens stark begrenzt.

Der daraus folgende Mangel an Umfangsfläche am Steuerzapfen führt bei solchen klein bauenden Pumpen dazu, daß es dort schlecht möglich ist Druckfelder auszubilden, die die auf den Rotor wirkenden Radialkräfte ausgleichen könnten. Ein Ausgleich über die Kolben und Zylinder ist bei den notwendigen kleinen Kolbendurchmessern und dem im Verhältnis dazu großen Steuerzapfendurchmessern auch nicht gegeben, was beim Betrieb der Pumpe zu einem einseitigen Anliegen des Rotors am Steuerzapfen und damit zu stärkerem Verschleiß führt. Zusätzlich können relativ lange, enge Saugbohrungen Probleme durch Leistungsverluste und Kavitation verursachen.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße hydrostatische Radialkolbenpumpe mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 hat demgegenüber den Vorteil, daß der Steuerzapfen nur noch den druckseitigen Kanal der Pumpe aufnehmen muß. Es kann daher in einem Steuerzapfen mit kleinem Durchmesser ein Druckkanal mit relativ großem Querschnitt angeordnet werden, was besonders bei Pumpen für kleine Nenngrößen vorteilhaft ist. Für die außerhalb des Steuerzapfens ausgeführte Anordnung der Saugseite wird dadurch eine freiere Querschnittsgestaltung möglich, wodurch Probleme mit Kavitation und Drosselverlusten vermindert werden können. Vorteilhaft ist weiter, daß dieser saugseitige Kanal nicht aufwendig spanend hergestellt werden muß, sondern daß er sich aus der konstruktiven Gestaltung von Gehäuse und Rotor ergibt.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich aus den Unteransprüchen und der Beschreibung. So wird es durch die Verlagerung des saugseitigen Kanals ermöglicht, den druckseitigen Kanal zentrisch im Steuerzapfen anzuordnen, was dessen Stabilität verbessert und den Fertigungsaufwand erheblich reduziert. Desweiteren kann die Querschnittsfläche des Druckkanals flexibler gestaltet werden. Weiterhin ist es nun möglich, Druckfelder am Umfang des Steuerzapfens zur Kompensation radialer Kräfte auf den Rotor auszubilden. Diese Druckfelder sorgen für ein koaxiales Anliegen des Rotors am Steuerzapfen und verbessern dadurch dessen Verschleißverhalten. Ferner ergibt sich aus der erfindungsgemäßen Ausgestaltung der Saugseite, die dazu führt, daß der gesamte Pumpeninnenraum mit Druckmittel gefüllt ist, ein verschleiß- und geräuscharmer Betrieb bei hohem volumetrischem Wirkungsgrad.

5 Eine besonders einfache und kostengünstige Bauweise der Pumpe wird durch die Zusammenfassung mehrerer Einzelbauteile zu einem einzigen Bauteil nach den Ansprüchen 7 und 8 erreicht. Die Verwendung von günstigen Massenartikeln, wie Wälzlagerteilen als Arbeitskolben trägt dazu ebenfalls bei.

Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert.

Es zeigen

Fig. 1 einen Längsschnitt durch ein erstes Ausführungsbeispiel einer Radialkolbenpumpe in vereinfachter Darstellung, Fig. 2 einen teilweisen Querschnitt durch eine Radialkolbenpumpe entlang der Achse I-I nach Fig. 1 und Fig. 3 einen Längsschnitt durch ein zweites Ausführungsbeispiel in vereinfachter Darstellung.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

Der Längsschnitt nach Fig. 1 zeigt eine Radialkolbenpumpe 10, deren Gehäuse 11 sich aus einem Deckelteil 12 und einem damit verbundenen Gehäusegrundkörper 41 zusammensetzt. Die Trennstelle zwischen beiden Gehäuseteilen ist nach außen durch ein Dichtelement 14 abgedichtet. Das Gehäuse 11 begrenzt einen im wesentlichen zylindrischen Innenraum 15, in den exzentrisch ein mit dem Deckelteil 12 einstückig ausgebildeter Steuerzapfen 16 ragt. Auf diesem Steuerzapfen 16 ist ein Rotor 17 drehbar gelagert, der in radial angeordneten Bohrungen 18, die Zylinder bilden, Arbeitskolben 21 führt. Diese Arbeitskolben 21 stützen sich an einem ebenfalls im Innenraum 15 angeordneten, zylindrischen Hubring 22 ab, welcher von einem gehäusefesten Stützring 23, drehbar umgeben ist.

Die Nabe 24 des Rotors 17 ist so ausgeführt, daß sie im eingebauten Zustand des Rotors 17 über den Steuerzapfen 16 hinausragt. An diesem, dem Deckelteil 12 gegenüberliegenden Ende, weist sie eine Klauenkupplung 19 auf, die mit der Antriebswelle eines nicht dargestellten, anflanschbaren Antriebsmotors zusammenwirkt.

Die zur Befestigung des Antriebsmotors erforderliche Anbaufläche 42 mit Durchführung 43 für die Antriebswelle wird vom Gehäusegrundkörper 41 gebildet. Dieser weist zusätzlich einen in den Pumpeninnenraum 15 gerichteten Ringsteg 44 auf, der neben dem Deckelteil 12 die axiale Lagerung des Rotors 17 auf dem Steuerzapfen 16 übernimmt. Verschlössen und abgedichtet wird die Durchführung 43 für die Antriebswelle durch den Antriebsmotor selbst.

Auf der, der Antriebsseite gegenüberliegenden Seite der Pumpe 10 ist im Deckelteil 12 die Anschlußmöglichkeit für einen Druckanschluß 25 ausgebildet. Sie stellt das Ende eines sacklochartigen Längskanals 26 dar, der in den Steuerzapfen 16 hineinreicht. Im Bereich der Rotor-nabe 24 ist eine quer zum Längskanal 26 verlaufende Radialbohrung 27 ausgeführt, die am Außenumfang des Steuerzapfens 16 einen Steuerquerschnitt 28 aufweist, der zusammen mit dem Längskanal 26 und dem Druckanschluß 25 die Druckseite der Pumpe 10 bildet. Am Steuerquerschnitt 28 laufen bei drehendem Rotor 17 die

Zylinder 18 mit ihren inneren Öffnungen vorbei. Ferner sind im Steuerzapfen 16 zur Kompensation von Radialkräften auf den Rotor 17 zwei Ausgleichsbohrungen 29 so ausgebildet, daß sie der druckseitigen Radialbohrung 27 diametral gegenüber liegen, daß sie symmetrisch zur Mittelachse durch die Radialbohrung 27 liegen und daß ihr Abstand zueinander größer ist, als die axiale Ausdehnung des Steuerquerschnitts 28. Genau wie die Radialbohrung 27 beginnen die Ausgleichsbohrungen 29 auf der Umfangsfläche des Steuerzapfens 16, auf der sie 10 Kompensationsquerschnitte 30 ausbilden und münden in den druckseitigen Längskanal 26 im Steuerzapfen 16.

Ein Sauganschluß 31 der Pumpe 10 ist radial im Gehäusegrundkörper 41, zur Antriebsseite hin versetzt, vorgesehen und steht mit dem Innenraum 15 der Pumpe 10 in Verbindung.

Jede Bohrung, die im Rotor 17 einen Zylinder 18 bildet, wird von einer Querbohrung 32 durchdrungen, die mit dem Innenraum 15 der Pumpe kommuniziert und die in der Zylinderwandung saugseitige Steuerquerschnitte 33 ausbildet. Durch sie gelangt Druckmittel in die Zylinder 18.

Die Wirkungsweise der Radialkolbenpumpe 10 wird im Folgenden erläutert, wobei auf Fig. 1 und 2 Bezug genommen wird:

Bei der gemäß Fig. 2 als rechtsdrehend dargestellten Pumpe 10 ragt der Steuerzapfen 16 exzentrisch nach unten versetzt in den vom Gehäuse gebildeten zylindrischen Innenraum 15. Der auf dem Steuerzapfen 16 gelagerte Rotor 17, mit seinen Arbeitskolben 21 und Zylindern 18 wird über einen nicht gezeichneten Antriebsmotor in Drehbewegung versetzt. Die Arbeitskolben 21 gleiten infolge von Zentrifugalkräften bei ausreichender Drehzahl nach außen, bis ihre Stirnflächen am Hubring 22 anliegen. Die zwischen Arbeitskolben 21 und Hubring 22 zunächst vorhandene Reibung versetzt diesen ebenfalls in Drehbewegung, so daß eine verschleißzeugende Relativbewegung zwischen Hubring 22 und Arbeitskolben 21, abgesehen von einem geringen Hin- und Herwandern während des Betriebs, auf das Anlaufen der Pumpe beschränkt bleibt.

Da Hubring 22 und Rotor 17 zueinander exzentrisch angeordnet sind, wird den Arbeitskolben 21 während einer Rotorumdrehung eine Hubbewegung aufgezwungen.

So hat z. B. der Arbeitskolben 20 seinen äußeren Totpunkt, bei welchem der Spalt zwischen Hubring 22 und Rotor 17 maximal war, gerade überschritten. Der sich drehende Rotor 17 in Zusammenarbeit mit dem Hubring 22 drücken den Arbeitskolben 20 nun einwärts in Richtung Steuerzapfen 16. Im Verlauf dieser Bewegung verschließt der Arbeitskolben 20 allmählich die zwei saugseitigen Steuerquerschnitte 33, die von der Querbohrung 32 im Zylinder 18 gebildet werden.

Der von Arbeitskolbenunterseite, Steuerzapfen 16 und Zylinderbohrung umschlossene Hubraum des Zylinders 18 wird über die Steuerquerschnitte 33 mit Druckmittel aus dem Innenraum 15 der Pumpe 10 gefüllt. Die fortwährende Drehbewegung des Rotors 17 bewirkt, daß der Zylinder 18 im wesentlichen gleichzeitig mit dem Verschließen der saugseitigen Steuerquerschnitte 33 durch den einwärts strebenden Arbeitskolben 20 über den Steuerschlitz 28 im Steuerzapfen 16 mit der Druckseite der Pumpe 10 verbunden wird. Durch diese Verbindung wird das im Zylinder 18 vorhandene Druckmittel über den Längskanal 26 zum Druckanschluß 25 der Pumpe 10 gedrückt.

Dieser Arbeitstakt ist beendet, sobald der Spalt zwi-

schen Hubring 22 und Rotor 17 ein Minimum angenommen hat und der Arbeitskolben 20 sich in seinem inneren Totpunkt befindet.

Die Ausdehnung des Steuerschlitzes 28 im Steuerzapfen 16 ist so gewählt, daß zu diesem Zeitpunkt zwischen der Druckseite der Pumpe 10 und dem Zylinder 18 keine Verbindung mehr besteht.

Im Verlauf der weiteren Rotorumdrehung strebt der Arbeitskolben 20 nach außen und gibt auf diesem Weg allmählich wieder die saugseitigen Steuerquerschnitte 33 frei. Durch sie wird der Hubraum des Zylinders wieder mit Druckmittel gefüllt und der oben beschriebene Ablauf beginnt erneut.

Durch die alleinige Ausbildung der Druckseite im Steuerzapfen 16 kann selbst in klein bauenden Pumpen, die Steuerzapfen 16 mit geringen Durchmessern aufweisen, ein relativ großer Querschnitt für den druckseitigen Längskanal 26 ausgebildet werden, ohne daß der Querschnitt des Steuerzapfens 16 unzulässig geschwächt wird. Weiterhin lassen sich nun im Steuerzapfen 16 radiale Ausgleichbohrungen 29 anordnen, die mit der Druckseite der Pumpe 10 in Verbindung stehen und über die das Druckmedium für ein Kräftegleichgewicht am Rotor 17 sorgt. Dadurch verbessern sich Rotorlagerung und Spaltverluste der Pumpe 10.

Fig. 3 zeigt einen Längsschnitt durch eine zweite Radialkolbenpumpe 40 in vereinfachter Darstellung. Sie unterscheidet sich von der beschriebenen Ausführung nach Fig. 1 und 2 dadurch, daß der ebenfalls im Deckelteil 12 angeordnete Längskanal 26 nun über einen Stichkanal 37 radial nach außen geführt ist. Dadurch kann der Druckanschluß 25 so angeordnet werden, daß er sich auf der gleichen Seite der Pumpe 40 befindet wie der Sauganschluß 31. Weiterhin ist im Deckelteil 12 ein Druckbegrenzungsventil 34 angeordnet, welches bei Überschreitung einer einstellbaren Druckschwelle eine Verbindungsbohrung 38 zur Saugseite der Pumpe 40 freigibt. Der Gehäusegrundkörper 41 weist in entsprechender Weise wie bei der Radialkolbenpumpe 10 nach Fig. 1 und 2 die Anbaufläche 42 für einen Antriebsmotor 36 auf. Ebenso sorgt der Gehäusegrundkörper 41 für die axiale Lagefixierung des Rotors 17 auf dem Steuerzapfen 16 und nimmt Hub- sowie Stützring 22, 23 auf.

Eine derartige Bauweise für eine Radialkolbenpumpe 40 zeichnet sich besonders dadurch aus, daß infolge der Verlegung des Druckanschlusses ein Tank 35 an das Deckelteil 12 anbaubar ist. Die koaxial zueinander angeordneten Baugruppen Tank 35, Radialkolbenpumpe 40 und Antriebsmotor 36 lassen sich dadurch zu einer sehr kompakten Einheit zusammensetzen bei der die Radialkolbenpumpe 40 mit ihren beschriebenen Vorteilen das Mittelteil zwischen Tank 35 und Antriebsmotor 36 darstellt.

Selbstverständlich sind Änderungen an den gezeigten Ausführungsformen möglich, ohne vom Gedanken der Erfindung abzuweichen.

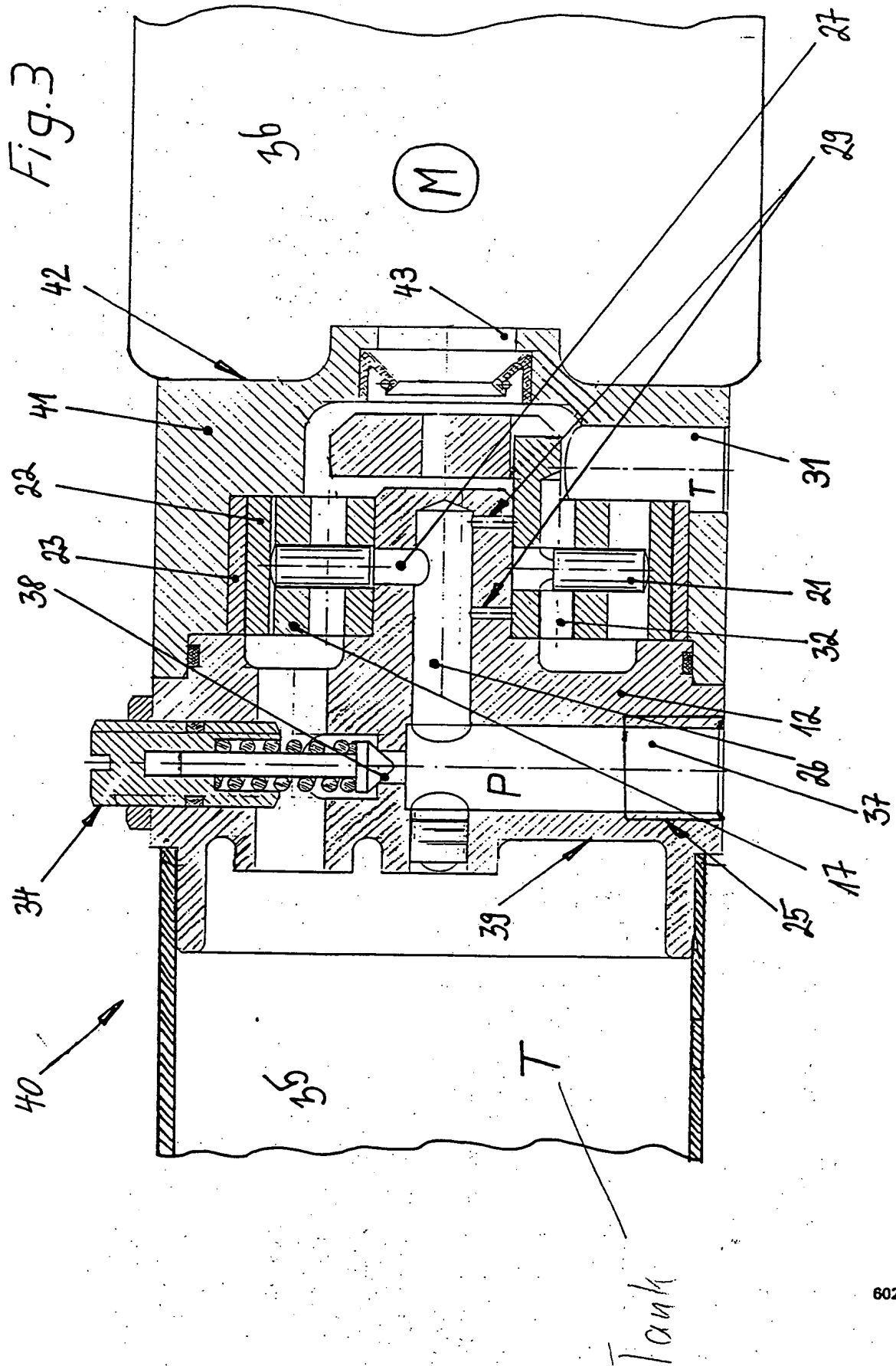
Patentansprüche

1. Hydrostatische Radialkolbenpumpe (10) mit einem Gehäuse (11), das einen nach außen abgedichteten Innenraum (15) umschließt, in den exzentrisch ein gehäusefester Steuerzapfen (16) ragt, auf dem ein mit einer Antriebswelle zusammenwirkender Rotor (17) drehbar gelagert ist, welcher radial verlaufende Bohrungen, die Zylinder (18) bilden, mit Arbeitskolben (21) aufweist, die sich mit ihren nach außen gerichteten Stirnseiten an einem exzentrisch

- zum Steuerzapfen (16) liegenden Hubring (22) abstützen und mit Kanälen und Steuerquerschnitten (26, 28, 33), die jeweils einer Druck- und einer Saugseite zugeordnet sind, wobei der druckseitige Steuerquerschnitt (28) am Außenumfang des Steuerzapfens (16) angeordnet ist und über einen im Steuerzapfen (16) vorgesehenen Längskanal (26) mit einem Druckanschluß (25) Verbindung hat, dadurch gekennzeichnet, daß jede Zylinderbohrung (18) des Rotors (17) von einer Querbohrung (32) durchdrungen wird, die mit der Saugseite der Pumpe (10) in Verbindung steht und die so angeordnet ist, daß der von ihr in den Zylindern (18) gebildete Steuerquerschnitt (33), unmittelbar vom Arbeitskolben (21) gesteuert wird.
2. Radialkolbenpumpe (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Längskanal (26) zur Abführung des Druckmittels im Steuerzapfen (16) zentrisch verläuft.
3. Radialkolbenpumpe (10) nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Umfangsfläche des Steuerzapfens (16) im Bereich der Rotorlagerung, Kompensationsquerschnitte (30) ausgebildet sind, die zum Ausgleich von auf den Rotor (17) wirkenden Radialkräften dienen.
4. Radialkolbenpumpe (10) nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Kompensationsquerschnitte (30) von zwei mit dem Längskanal (26) verbundenen Ausgleichsbohrungen (29) gebildet werden, die im wesentlichen diametral und in Längsrichtung des Steuerzapfens (16) gesehen symmetrisch zum druckseitigen Steuerquerschnitt (28) liegen und deren Abstand größer ist als die axiale Erstreckung dieses Steuerquerschnitts (28).
5. Radialkolbenpumpe (10) nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die im Rotor (17) angeordneten Querbohrungen (32) zu beiden Seiten des Rotors (17) mit der Saugseite der Pumpe (10) in Verbindung stehen.
6. Radialkolbenpumpe (10) nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse einen Gehäusegrundkörper (41) aufweist, der in seinem Innenraum (15) den Hubring (22) und den Stützring (23) aufnimmt und der auf der einen Seite durch ein, den Druckanschluß (25) aufnehmendes Deckelteil (12) verschlossen ist und der auf der anderen Seite eine Durchführung (43) für eine Antriebswelle ausbildet.
7. Radialkolbenpumpe (10) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerzapfen (16) mit dem Druckanschluß (25) einstückig mit dem Deckelteil (12) ausgebildet ist.
8. Radialkolbenpumpe (10) nach einem der Ansprüche 6 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Rotor (17) in axialer Richtung durch das Deckelteil (12) und durch einen am Gehäusegrundkörper (41) vorhandenen Ringsteg (44) fixiert ist.
9. Radialkolbenpumpe (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Stützring (23) mit einer Gleitschicht, insbesondere aus Teflon, beschichtet ist.
10. Radialkolbenpumpe (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß als Arbeitskolben (21) zylindrische Wälzlager verwendet werden.
11. Radialkolbenpumpe (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckmittel aus den Zylindern (18) über den

Längskanal (26) im Steuerzapfen (16) in einen radial nach außen führenden Stichkanal (37) mit Druckanschluß (25) gelangt, wodurch sich am Deckelteil (12) eine quer zur Längsachse des Steuerzapfens (16) verlaufende Anbaufläche (39) ergibt, an die ein mit der Saugseite der Pumpe (40) verbundener Tank (35) anbaubar ist und daß im Deckelteil (12) ein die Druckseite absicherndes Druckbegrenzungsventil (34) angeordnet ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen



Teflon

Tank: Fig. 3
Ansp. 11

Nummer:

Inventar:

Offenlegungstag:

DE 195 14 749 A1

F 04 B 1/04

24. Oktober 1996

Fig. 1 *

